



ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Екатеринбург
2016

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра сервиса и эксплуатации транспортных и технологических машин

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Учебно-методическое пособие по выполнению
практических занятий, контрольной и курсовой работ обучающихся.

Направления: 23.03.03, 23.04.03 «Эксплуатация транспортно-
технологических машин и комплексов» и 23.05.01 «Наземные
транспортно-технологические средства».

Дисциплины: «Основы проектирования транспортных и транспортно-
технологических машин», «Конструкция и эксплуатационные свойства
транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»,
«Теория автомобилей и тракторов».

Очная и заочная формы обучения

Печатается по рекомендации методической комиссии ИАТТС.
Протокол № 2 от 26 октября 2015 года.

Авторы: А.П. Панычев, Е.Е. Баженов, Е.Г. Есюнин, А.П. Пупышев,
Д.О. Чернышев

Рецензент – канд. с.-х. наук, доцент В.А. Сопига

Редактор Л.Д. Черных
Оператор компьютерной верстки Е.А. Газеева

Подписано в печать 30.12.16		Поз. 18
Плоская печать	Формат 60×84 1/16	Тираж 10 экз.
Заказ №	Печ. л. 1,63	Цена руб. коп.

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

ВВЕДЕНИЕ

Выполнение практических занятий и курсовой работы преследует следующие основные цели:

- закрепление знаний по теории и конструкции транспортных систем (ТС);
- ознакомление с основами проектирования ТС;
- расширение опыта использования ЭВМ в инженерных расчетах.

В пособии рассматриваются вопросы расчета и проектирования ТС, включающих гусеничную машину типа ТТ-4 и колесный роспуск, соединяемый с лебедкой машины двумя тросами (крестообразная сцепка без дышла).

Расчетно-пояснительная записка (РПЗ) курсовой работы должна содержать 20-25 листов формата А4 рукописного текста. В РПЗ включаются:

- титульный лист;
- задание на проектирование;
- оглавление;
- введение;
- расчетная часть;
- список использованной литературы;
- приложения.

Расчетная часть включает 4 раздела:

- построение внешней скоростной характеристики двигателя;
- построение тяговой и динамической характеристик транспортной системы;
- определение центра динамического давления машины и обоснование общей компоновки;
- расчет ходовой части роспуска.

Каждый раздел содержит краткое теоретическое обоснование выполняемых расчетов.

Исходные данные для выполнения практических занятий и курсовой работы приведены в табл. 1 и 2*. Номер варианта принимается по последней цифре зачетной книжки.

* Таблица 2 приведена в разд. 4.

Таблица 1

Исходные данные по вариантам

Наименование и единица измерения параметра	Обозначение	ВАРИАНТ									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальная мощность, Вт	N_H	$130 \cdot 10^3$	$125 \cdot 10^3$	$120 \cdot 10^3$	$115 \cdot 10^3$	$100 \cdot 10^3$	$95 \cdot 10^3$	$90 \cdot 10^3$	$85 \cdot 10^3$	$80 \cdot 10^3$	$75 \cdot 10^3$
Номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин	n_H	1800	1820	1840	1860	1870	1875	1880	1885	1890	1850
Крутящий момент на кол. валу при ном. мощности, Н·м	M_H	722	687	652	618	535	507	479	451	423	405
Мин. частота вращения коленчатого вала, об/мин	n_{\min}	600	630	700	650	620	720	750	640	610	660
Вес транспортной системы, Н	G	$33 \cdot 10^4$	$32 \cdot 10^4$	$31 \cdot 10^4$	$30 \cdot 10^4$	$29 \cdot 10^4$	$28 \cdot 10^4$	$27 \cdot 10^4$	$26 \cdot 10^4$	$25 \cdot 10^4$	$24 \cdot 10^4$
Коэффициент сопротивления дороги	Ψ	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38
Коэффициент сцепления движителя с грунтом	φ	0,8	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75	0,74	0,73	0,72	0,71
Вес груза, Н	G_{Π}	$18 \cdot 10^4$	$17 \cdot 10^4$	$16 \cdot 10^4$	$15 \cdot 10^4$	$14 \cdot 10^4$	$13 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$11 \cdot 10^4$	$10 \cdot 10^4$	$9 \cdot 10^4$
Максимальная скорость, м/с	V_{\max}	3,5	3,4	3,3	3,2	3,1	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5
Коэффициент сопротивления качению колес роспуска	f_p	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23
Угол наклона дороги, град.	α	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Вес роспуска, Н	G_p	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$
Вес машины, Н	G_M	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$
Коэффициент, показывающий, какая часть веса груза приходится на машину	K	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3

1. ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

1.1. Теоретическое обоснование

Зависимость мощности, крутящего момента на коленчатом валу двигателя, расхода топлива и других показателей работы двигателя от частоты вращения коленчатого вала называется *скоростной характеристикой двигателя*. Характеристика, полученная при полной подаче топлива, называется *внешней скоростной характеристикой* (рис. 1.1). Характеристики, полученные при неполной подаче топлива, называются *частичными скоростными характеристиками*.

Внешняя скоростная характеристика строится по данным испытаний двигателя на тормозном стенде и является основным документом для оценки двигателя при проектировании и эксплуатации.

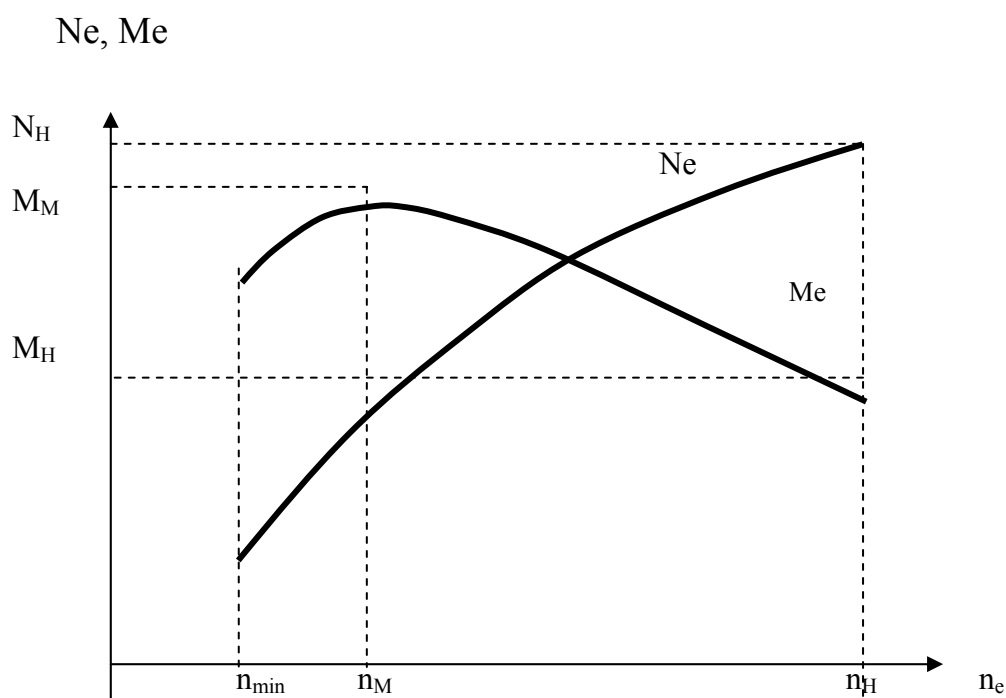


Рис. 1.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя

На рис. 1.1 приняты следующие обозначения:

N_H — номинальная мощность, т.е. регламентируемая максимальная мощность, Вт;

n_e — текущее значение частоты вращения коленчатого вала, об/мин;

n_{min} — минимальная частота вращения, при которой двигатель еще может устойчиво работать при полной нагрузке, об/мин;

n_M — частота вращения, соответствующая максимальному крутящему моменту, об/мин;

n_H – частота вращения, соответствующая номинальной (максимальной) мощности, об/мин;

$n_M - n_H$ – оптимальный интервал работы двигателя, об/мин;

N_e – текущее значение мощности по внешней характеристике, Вт;

M_e – текущее значение момента на коленчатом валу по внешней характеристике, Н · м;

M_M – максимальный крутящий момент на коленчатом валу, Н · м.

При изучении тягово-скоростных свойств транспортных систем главным образом определяются показатели, соответствующие работе двигателя с полной подачей топлива, т.е. по внешней скоростной характеристике. Внешнюю скоростную характеристику двигателя можно получить используя эмпирические зависимости, из которых наиболее широко применяются формулы С.Р. Лейдермана [1]:

$$N_e = N_H \left(A \frac{n_e}{n_H} + B \frac{n_e^2}{n_H^2} - C \frac{n_e^3}{n_H^3} \right), \quad (1.1)$$

где A, B, C – коэффициенты, постоянные для данного двигателя.

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} = \frac{30N_e}{\pi \cdot n_e} = \frac{N_e}{0,1n_e}, \quad (1.2)$$

где ω_e – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с.

Используя формулы (1.1) и (1.2), получим

$$M_e = \frac{N_e}{0,1n_e} = \frac{N_H}{0,1} \left(A \frac{1}{n_H} + B \frac{n_e}{n_H^2} - C \frac{n_e^2}{n_H^2} \right), \quad (1.3)$$

Из скоростной характеристики следует, что максимальный крутящий момент M_M больше крутящего момента при номинальной мощности.

Отношение

$$K_M = \frac{M_M}{M_H}, \quad (1.4)$$

называется *коэффициентом приспособляемости по моменту* [2].

Отношение

$$K_\omega = \frac{n_H}{n_M}, \quad (1.5)$$

называется *коэффициентом приспособляемости по частоте*. Если увеличение нагрузки вызывает уменьшение частоты в пределах $n_M - n_H$, то двигатель автоматически приспособляется к изменению нагрузки, т.е. работает устойчиво. Чем больше K_ω тем шире диапазон устойчивой работы двигателя.

Эти коэффициенты являются важными показателями, оценивающими динамические качества двигателя. Они характеризуют способность двигателя преодолевать возможное увеличение суммарных сил сопротивления без перехода на более низкую передачу.

Определим, при какой частоте вращения вала M_e будет максимальным, для чего возьмем первую производную от M_e по n_e и приравняем ее нулю:

$$\frac{d}{dn_e} M_e = \frac{N_H B}{0,1 n_H^2} - \frac{2 N_H \cdot n_e C}{0,1 n_H^3} = 0.$$

Из последней формулы

$$B - \frac{2 n_e C}{n_H} = 0.$$

Отсюда

$$n_e = \frac{B n_H}{2C} = n_M. \quad (1.6)$$

Подставив (1.6) в (1.3), определим максимальный крутящий момент на коленчатом валу двигателя – M_M

$$\begin{aligned} M_M &= \frac{N_H}{0,1} \left(A \frac{1}{n_H} + B^2 \frac{1}{2 n_H C} - B^2 \frac{1}{4 n_H C} \right) = \frac{N_H}{0,1} \left(A \frac{1}{n_H} + B^2 \frac{1}{4 n_H C} \right) = \\ &= \frac{N_H}{0,1 n_H} \left(A + \frac{B^2}{4C} \right) = M_H \left(A + \frac{B^2}{4C} \right). \end{aligned} \quad (1.7)$$

Тогда

$$K_M = \frac{M_M}{M_H} = \frac{M_H \left(A + \frac{B^2}{4C} \right)}{M_H} = A + \frac{B^2}{4C}, \quad (1.8)$$

$$K_\omega = \frac{n_H}{n_M} = \frac{n_H}{\frac{B n_H}{2C}} = \frac{2C}{B}. \quad (1.9)$$

Ниже приведены значения пределов изменения K_M и K_ω различных двигателей.

Тип двигателя	K_M	K_ω
Карбюраторные	1,3-1,4	1,5-2,5
Дизельные (без наддува)	1,1-1,2	1,4-2

За счет K_M момент на коленчатом валу двигателя может возрасти на 10 – 20 % у дизельных двигателей и на 30 – 40 % у карбюраторных двигателей по сравнению с номинальным моментом.

Если в технической характеристике двигателя приведены значения N_H , n_H , M_M , n_M то можно найти коэффициенты А, В, и С. Для этого нужно составить три уравнения:

$$1) n_M = \frac{B n_H}{2C};$$

$$2) M_M = M_H \left(A + \frac{B^2}{4C} \right) = \frac{N_H}{0,1 n_H} \left(A + \frac{B^2}{4C} \right).$$

Кроме того при $n_e = n_H$ должно выполняться равенство $N_e = N_H$.

Подставив в уравнение (1.1) $n_e = n_H$, после преобразования получим

$$N_e = N_H (A + B - C).$$

Так как при $n_e = n_H$ должно выполняться равенство $N_e = N_H$, то из последнего уравнения следует:

$$3) A + B - C = 1. \quad (1.10)$$

Итак, получили три уравнения и три неизвестных - А, В, С. Принимая во внимание, что $M_M / M_H = K_M = 1 + M_3/100$, найдем

$$A = 1 - \frac{M_3}{100} \cdot \frac{K_\omega (2 - K_\omega)}{(K_\omega - 1)^2}, \quad (1.11)$$

$$B = 2 \left[\frac{M_3}{100} \cdot \frac{K_\omega}{(K_\omega - 1)^2} \right], \quad (1.12)$$

$$C = \frac{M_3}{100} \left(\frac{K_\omega}{(K_\omega - 1)} \right)^2, \quad (1.13)$$

где M_3 – запас крутящего момента, %.

$$M_3 = \frac{M_M - M_H}{M_H} \cdot 100. \quad (1.14)$$

При отсутствии каких-либо данных значения А, В и С принимаются по соответствующим двигателям-аналогам.

При необходимости определить максимальное значение крутящего момента M_M и соответствующую этому значению частоту вращения коленчатого вала n_M можно воспользоваться соотношениями, полученными на основании опытных данных:

для карбюраторного двигателя

$$n_M = 0,50 n_H; M_M = 1,35 M_H;$$

дизельного двигателя

$$n_M = 0,70 n_H; M_M = 1,15 M_H. \quad (1.15)$$

1.2. Порядок выполнения расчетов

1.2.1. Определяют M_M и n_M по формулам (1.15).

1.2.2. Определяют запас крутящего момента и коэффициент приспособляемости по частоте, используя формулы (1.14) и (1.5).

1.2.3. Определяют значения коэффициентов A , B , C по формулам (1.11) – (1.13).

1.2.4. Определяют N_e и M_e . На основании исходных данных производится тестовый расчет для определения одного значения N_e и M_e по любому значению n_e , в заданном диапазоне частоты вращения коленчатого вала (табл. 1), используя формулы (1.1) и (1.2).

Для построения графических зависимостей $N_e=f(n_e)$ и $M_e=f(n_e)$ необходимо задаться еще 7...10 значениями n_e . Шаг задания n_e определяется по формуле

$$S = (n_H - n_{min})/i, \text{ об/мин.}$$

где i – 7...10.

Полученное значение S округляют до целого, кратного 50, 40, 30 и т.д. (для удобства построения графиков). Для определенных таким образом значений n_e рассчитывают соответствующие им значения N_e и M_e . Для расчетов на ЭВМ студент разрабатывает программу или использует готовую.

По полученным данным строят внешнюю скоростную характеристику двигателя.

2. ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ

2.1. Теоретическое обоснование

Запишем уравнение тягового баланса транспортной системы:

$$P_0 = G\psi + \frac{d^2}{dt^2} X \frac{\delta G}{g} + P_w, \quad (2.1)$$

где P_0 – касательная сила тяги, Н;

G – вес транспортной системы, Н;

ψ – коэффициент сопротивления дороги;

$\frac{d^2}{dt^2} X$ – ускорение поступательно движущейся массы транспортной системы вдоль оси X , м/с²;

δ – коэффициент учета влияния вращающихся масс;

P_w – сила сопротивления воздуха, Н.

Из всех составляющих уравнения тягового баланса (2.1) только сила сопротивления воздуха не зависит от веса транспортной системы. Учитывая эту особенность академик Е.А. Чудаков предложил ввести *понятие динамического фактора транспортной системы*.

Перенесем силу P_w , в левую часть уравнения (2.1) и разделим обе части уравнения (2.1) на G :

$$D = \frac{P_0 - P_w}{G} = \psi + \frac{d^2}{dt^2} X \cdot \frac{\delta}{g}, \quad (2.2)$$

где D – динамический фактор.

То есть мы получим уравнения тягового баланса в безразмерной форме. Обычно динамический фактор определяют при работе двигателя с полной подачей топлива. Динамическим фактором удобно пользоваться для сравнительной оценки тяговых свойств транспортных систем, имеющих различную массу. При равномерном движении

$$D = \psi. \quad (2.3)$$

То есть при работе двигателя с полной подачей топлива и равномерном движении транспортной системы динамический фактор равен максимальному коэффициенту сопротивления дороги, при котором возможно движение транспортной системы на заданной передаче. Чем выше D , тем лучше тяговые свойства транспортной системы.

Выражение, стоящее в числителе формулы (2.2), называется *свободной силой тяги* (P_a):

$$P_a = P_0 - P_w.$$

Графические зависимости P_a и D от скорости движения транспортной системы (V) называются тяговой и динамической характеристиками транспортной системы, соответственно, (рис. 2.1).

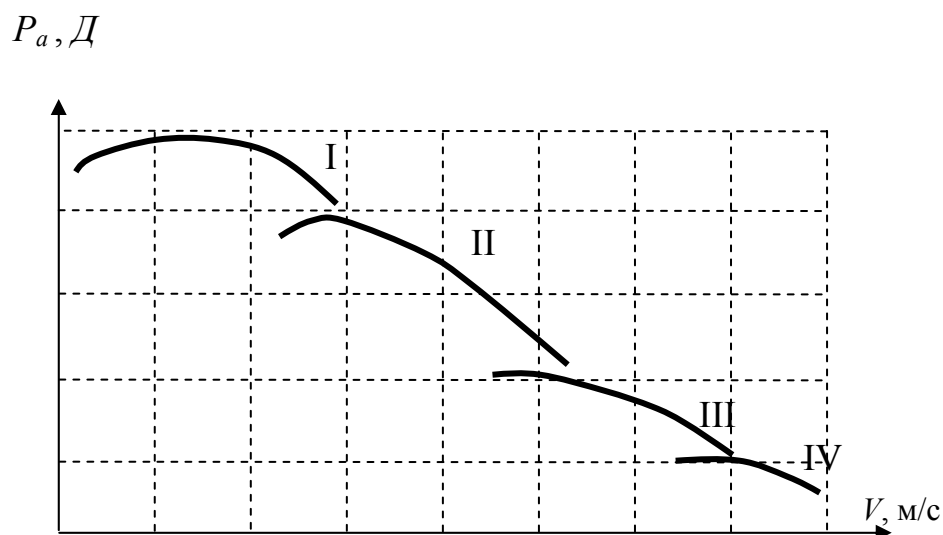


Рис. 2.1. Тяговая и динамическая характеристики транспортной системы: I, II, III, IV - первая, вторая, третья и четвертая передачи, соответственно

При движении без буксования и скольжения скорость движения транспортной системы можно определить по формуле

$$V = \omega_{36} r_{36} = \omega_e \frac{r_{36}}{i}, \quad (2.4)$$

где V – скорость движения ТС, м/с;
 ω_{36} – угловая скорость вращения ведущих колес, рад/с;
 r_{36} – радиус ведущих колес, м;
 i – передаточное число трансмиссии на заданной передаче.

$$\omega_e = \frac{\pi n_e}{30}, \quad (2.5)$$

Подставив (2.5) в (2.4) получим

$$V = \frac{\pi n_e}{30} \cdot \frac{r_{36}}{i_{36}} = 0,1 \cdot \frac{n_e r_{36}}{i_{36}}, \quad (2.6)$$

Для определения передаточных чисел трансмиссии необходимо знать максимальную касательную силу тяги по мощности P_0^N (на первой передаче) и по сцеплению движителя с грунтом P_0^ϕ , номинальный крутящий момент двигателя M_H и наибольшую скорость движения порожней машины V_{max} .

Общее передаточное число трансмиссии на первой передаче i_1 должно обеспечивать движение машины с грузом в самых трудных условиях.

Касательную силу тяги на первой передаче при номинальной мощности двигателя можно определить по формуле

$$P_0^N = \frac{M_H i_1 \eta_{тр} \eta_D}{r_{зв}}, \quad (2.7)$$

где $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

η_D – КПД движителя.

Выражение, стоящее в правой части уравнения тягового баланса (2.1) есть ни что иное, как суммарная сила сопротивления движению транспортной системы. Поэтому можно записать:

$$P_0^N \geq G\psi + \frac{d^2}{dt^2} X \frac{G\delta}{g} + P_w. \quad (2.8)$$

Для трелевочных машин, учитывая небольшие скорости, можно принять $P_w = 0$. С целью упрощения расчетов принимается также

$\frac{d^2}{dt^2} X = 0$. Тогда уравнение (2.8) принимает следующий вид:

$$P_0^N \geq G\psi. \quad (2.9)$$

Подставим в уравнение (2.9) вместо P_0^N его выражение (2.7)

$$\frac{M_H i_1 \eta_{тр} \eta_D}{r_{зв}} \geq G\psi, \quad (2.10)$$

из этого выражения

$$i_1^N \geq \frac{r_{зв} G\psi}{M_H \eta_{тр} \eta_D}. \quad (2.11)$$

Индекс N означает, что параметр определяется исходя из ограничения по мощности двигателя.

Вычисленное по формуле (2.11) передаточное число трансмиссии необходимо проверить из условия ограничения по сцеплению движителя с грунтом. Для движения транспортной системы обязательным условием является:

$$P_0^N \leq P_0^\Phi; \quad (2.12)$$

$$P_0^\Phi = \phi \sum_n P,$$

где ϕ – коэффициент сцепления движителя с грунтом;

$\sum P$ – суммарная нормальная реакция грунта на активный движитель, Н.

Для рассматриваемой транспортной системы

$$\sum_n P = (G_M + K G_n) \cos(\alpha), \quad (2.13)$$

где G_M – вес машины, Н;

K – коэффициент, показывающий какая часть веса груза приходится на машину;

G_n – вес перевозимого груза, Н;

α – уклон пути, град.

Тогда

$$P_0^\phi = \phi(G_M + KG_n)\cos(\alpha). \quad (2.14)$$

Подставим в выражение (2.12) вместо P_0^N и P_0^ϕ их выражения (2.7) и (2.14), соответственно:

$$\frac{M_H i_1 \eta_{mp} \eta_D}{r_{36}} \leq \phi(G_M + KG_n)\cos(\alpha). \quad (2.15)$$

Из этого выражения следует

$$i_1^\phi \leq \frac{r_{36} \phi(G_M + KG_n)\cos(\alpha)}{M_H \eta_{mp} \eta_D}, \quad (2.16)$$

Индекс ϕ означает, что параметр определяется исходя из ограничения по сцеплению движителя с грунтом.

Окончательный выбор передаточного числа трансмиссии на первой передаче производится из условия

$$i_I^N \leq i_I \leq i^\phi. \quad (2.17)$$

Обычно величина i_I принимается ближе к расчетной по условию сцепления движителя с грунтом.

Передаточное число трансмиссии на высшей передаче $i_{выс}$ определим, используя уравнение (2.6)

$$i_{выс} = \frac{0,1 \cdot n_H \cdot r_{36}}{V_{\max}}, \quad (2.18)$$

где V_{\max} – максимальная скорость движения, м/с.

Минимальное число ступеней в коробке передач (m) находят по формуле

$$m = \frac{\lg\left(\frac{i_1}{i_{выс}}\right)}{\lg\left(\frac{n_H}{n_M}\right)} + 1. \quad (2.19)$$

Число ступеней, вычисленное по формуле (2.19), округляется до большего целого значения. Окончательный выбор числа передач следует сделать, сравнив данные расчета с существующими моделями аналогичных

машин; принятое число передач не должно значительно отличаться от числа передач у выполненных конструкций коробок. Целесообразно принять большее число ступеней, так как это позволяет лучше использовать мощность двигателя.

Значения передаточных чисел трансмиссии на промежуточных передачах распределяются по закону геометрической прогрессии. В этом случае справедлива зависимость $\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_{m-1}}{i_m} = q$, (2.20)

где $i_1 \dots i_m$ – передаточные числа трансмиссии на соответствующих передачах.

Выражение $1/q$ – знаменатель прогрессии.

Тогда

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{i_1}{i_m}}. \quad (2.21)$$

У существующих моделей трелевочных тракторов величина q находится в пределах 1,17...1,67.

Передаточные числа трансмиссии на различных передачах определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} i_2 &= \frac{i_1}{q} \\ i_3 &= \frac{i_2}{q} \\ &\dots\dots\dots \\ i_m &= \frac{i_{m-1}}{q} \end{aligned} \right\} \quad (2.22)$$

2.2. Порядок выполнения расчетов

2.2.1. Определяют передаточное число трансмиссии на 1-й передаче, используя формулы (2.11), (2.16) и (2.17). При расчетах принимаются следующие значения посторонних факторов: $r_{зв} = 0,263$ м; $\eta_{mp} = 0,8$; $\eta_d = 0,95$.

2.2.2. Определяют передаточное число трансмиссии на высшей передаче по формуле (2.18) и минимальное число ступеней в коробке передач по формуле (2.19).

2.2.3. Определяют знаменатель прогрессии по формуле (2.21) и передаточное число трансмиссии для всех передач по формуле (2.22).

2.2.4. Определяют скорость движения транспортной системы по формуле (2.6). На основании исходных данных проводится тестовый расчет для определения одного значения V по любому значению n_e для любой передачи.

2.2.5. Определяют P_0 и D для принятого значения n_e и принятой передачи.

Из внешней скоростной характеристики для принятого значения n_e берется соответствующее ему значение M_e и определяется P_0 для принятой передачи по формуле

$$P_0 = \frac{M_e i \eta_{mp} \eta_D}{r_{зв}}. \quad (2.23)$$

Затем определяется динамический фактор. При $P_w = 0$, $P_a = P_0$

$$D = P_0 / G. \quad (2.24)$$

2.2.6. Определяют P_0 и D на различных передачах и строят тяговую и динамическую характеристики. Для их построения необходимо из внешней скоростной характеристики двигателя взять ряд значений крутящего момента $M_{e1}, M_{e2} \dots M_{ei}$, соответствующих частоте вращения коленчатого вала $n_{e1}, n_{e2} \dots n_{ei}$, (значения M_{ei} и n_{ei} определены в п. 1.2.4). Затем для каждой передачи, задавшись i , по формулам (2.6), (2.23) и (2.24) определить V , P_0 и D , соответствующие значениям $n_{e1}, n_{e2} \dots n_{ei}$, и $M_{e1}, M_{e2} \dots M_{ei}$, и по полученным данным построить зависимости $P_0 = f(V)$ и $D = f(V)$.

Для расчетов на ЭВМ студент разрабатывает программу или использует готовую.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕНТРА ДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ МАШИНЫ И ОБОСНОВАНИЕ ОБЩЕЙ КОМПОНОВКИ

При проектировании транспортных и технологических машин необходимо обоснованно выбирать их общую компоновку для обеспечения правильной загрузки элементов ходовой системы машины. Теоретически необоснованная компоновка приводит к перегрузке отдельных элементов ходовой системы и, следовательно, к быстрому их износу и выходу из строя, ухудшению тягово-сцепных качеств машины и снижению производительности. Поэтому при компоновке машин необходимо стремиться к возможно более равномерному распределению нагрузок на элементы ходовой части. Это распределение зависит от множества факторов: подъем или спуск, поперечный уклон (правый или левый крен), разгон или торможение машины, плечо действия технологических сил и др. Эти факторы вызывают смещение центра динамического давления машины как вперед (спуск, торможение), так и назад (подъем, разгон), как вправо при правом

крене машины, так и влево – при левом крене. При оценке общей компоновки машины в качестве расчетного случая принимается равномерное движение машины по горизонтальному пути с грузом. Рациональная компоновка достигается за счет смещения центра тяжести машины, смещения точки приложения технологических сил, изменения плеч балансиров, использования рациональных приемов размещения технологического оборудования и т.д.

Для гусеничных машин в практических расчетах за критерий рациональности компоновки принимают отношение $L_{ЦД} / L$ [3].

$L_{ЦД}$ – расстояние от оси заднего катка до центра динамического давления машины, т.е. до точки приложения равнодействующей реакций грунта на все опорные элементы машины;

L – расстояние между осями крайних катков.

У правильно скомпонованной гусеничной машины при равномерном движении с грузом по горизонтальному пути должно выполняться следующее условие

$$0,4 \leq L_{ЦД} / L \leq 0,6. \quad (3.1)$$

Определение $L_{ЦД}$ возможно несколькими методами. Рассмотрим один из них. Расчетная схема приведения на рис. 3.1.

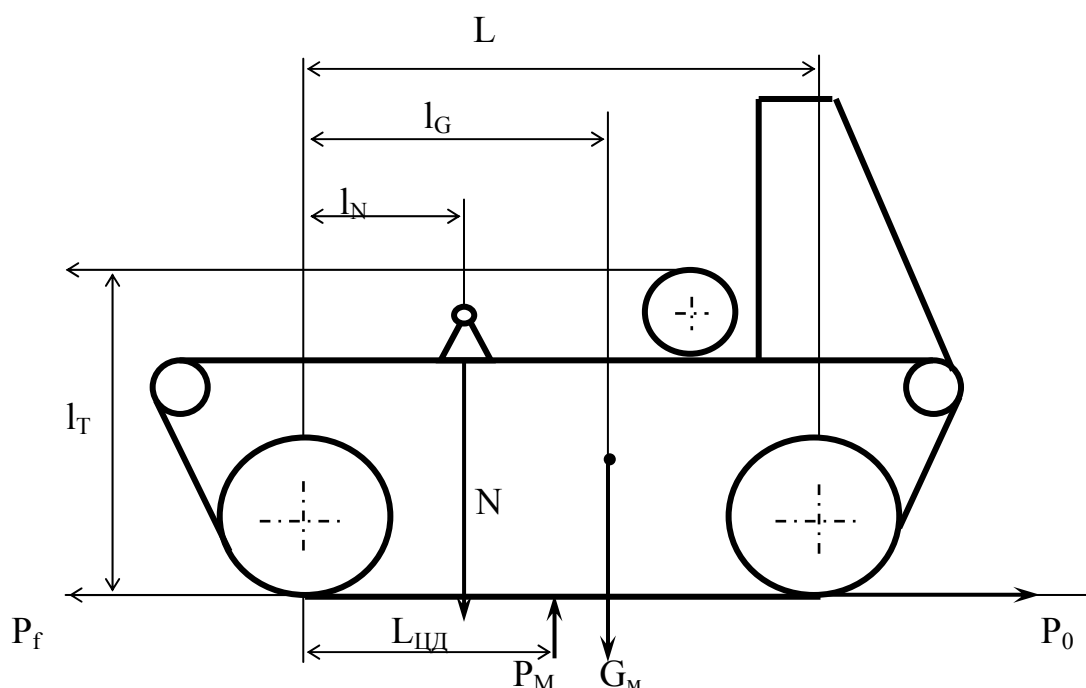


Рис. 3.1. Расчетная схема для определения $L_{ЦД}$

На рисунке приняты следующие обозначения:

G_M – вес машины, Н;

P_M – нормальная реакция грунта на машину, Н;

P_0 – касательная сила тяги, Н;

P_f – сила сопротивления движению машины, обусловленная деформацией грунта, Н;

T – реакция со стороны тросов на лебедку машины, Н;

N – нормальная реакция груза (пачки) на коник машины, Н.

Касательная реакция груза на коник машины не учитывается, т.е. принимается вариант транспортной системы, при котором часть груза, перемещаемая на роспуске, располагается на роликах.

Реакции T и N называются также технологическими силами.

При равномерном движении по горизонтальному пути

$$\begin{aligned} N &= K G_{\Pi}, \\ T &= [G_P + (1 - K)G_{\Pi}] f_P, \end{aligned} \quad (3.2)$$

где K – коэффициент, показывающий какая часть веса груза приходится на машину;

G_P – вес роспуска, Н;

f_P – коэффициент сопротивления качению колес роспуска.

Из условия равновесия машины

$$\sum Y = P_M - G_M - N = 0.$$

Отсюда

$$\begin{aligned} P_M &= G_M + N \\ \sum M_0 &= P_M L_{\text{цд}} - G_M l_G - N l_N + T l_T = 0. \end{aligned}$$

Из последнего уравнения

$$L_{\text{цд}} = \frac{G_M l_G + N l_N - T l_T}{G_M + N}.$$

Студент задает расстояние l_T , затем, определив $L_{\text{цд}}$, рассчитывает отношение $L_{\text{цд}} / L$ и делает выводы. В случае если условие (3.1) не выполняется, студент дает рекомендации по улучшению общей компоновки машины (изменяет расстояние l_T) и проверяет их, выполнив расчеты по приведенной выше методике.

При расчетах принимаются следующие значения постоянных факторов:

$$l_G = 2 \text{ м}; \quad l_N = 1,5 \text{ м}; \quad L = 2,9 \text{ м};$$

остальные значения берутся из табл. 1.

4. РАСЧЕТ ХОДОВОЙ ЧАСТИ РОСПУСКА

4.1. Теоретическое обоснование

Конструктивное исполнение роспуска определяется студентом.

Для примера возможная конструкция роспуска приведена на рис. 4.1. Роспуск включает два независимых балансира 1, установленных шарнирно на оси 2. На каждом балансире установлен ролик 3 и шарнирно, с возможностью поворота в продольной вертикальной плоскости установлена стойка 4, которая снабжена возвратной пружиной. Ступицы колес 5 крепятся на полуосях 6.

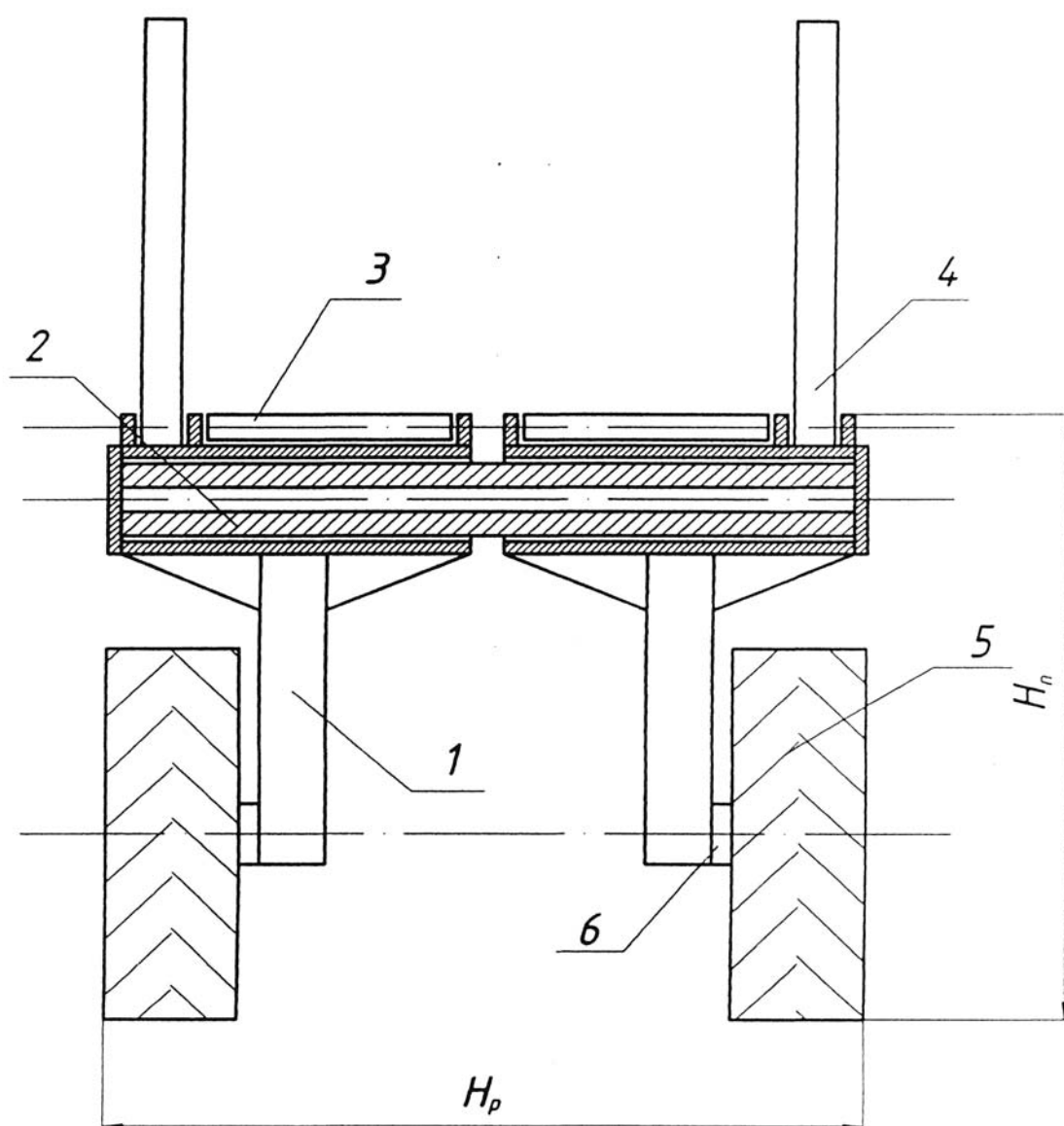


Рис. 4.1. Колесный роспуск

Отсюда

$$P_1 + P_2 = [G_P + (1 - K)G_{II}] \cos(\alpha). \quad (4.1)$$

Тогда

$$M_1 = (P_1 + P_2) f_P r_D = [G_P + (1 - K)G_{II}] \cos(\alpha) f_P r_D. \quad (4.2)$$

$$F_C^P = (P_1 + P_2) f_P = [G_P + (1 - K)G_{II}] \cos(\alpha) f_P. \quad (4.3)$$

Проектируем все силы на ось X:

$$\sum X = F_C^P + G_P \sin(\alpha) + (1 - K)G_{II} \sin(\alpha) - T = 0.$$

Отсюда

$$T = F_C^P + G_P \sin(\alpha) + (1 - K)G_{II} \sin(\alpha). \quad (4.4)$$

Подставим в уравнение (4.4) вместо силы F_C^P ее выражение (4.3)

$$T = [G_P + (1 - K)G_{II}] \cos(\alpha) f_P + G_P \sin(\alpha) + (1 - K)G_{II} \sin(\alpha). \quad (4.5)$$

Легко заметить, что при $\alpha = 0$ получится уравнение (3.2), используемое ранее.

Из условия равновесия роспуска

$$\sum M_A = P_2(2r_k + l_k) - M_f - [G_P + (1 - K)G_{II}] \cos(\alpha) \frac{(2r_k + l_k)}{2} - (1 - K)G_{II} \sin(\alpha) h_{II} - G_P \sin(\alpha) h_P + T r_D = 0,$$

где r_k – свободный радиус колеса, м;

l_k – расстояние между колесами, $l_k = 0,2 - 0,3$ м;

Из последнего уравнения определяется P_2 :

$$P_2 = \left[M_f + [G_P + (1 - K)G_{II}] \cos(\alpha) \frac{(2r_k + l_k)}{2} + (1 - K)G_{II} \sin(\alpha) h_{II} + G_P \sin(\alpha) h_P - T r_D \right] \times (2r_k + l_k)^{-1}. \quad (4.6)$$

Из уравнения (4.1)

$$P_1 = [G_P + (1 - K)G_{II}] \cos(\alpha) - P_2. \quad (4.7)$$

Отбросим колеса, а их действие на балансиры заменим реакциями связи (рис. 4.3).

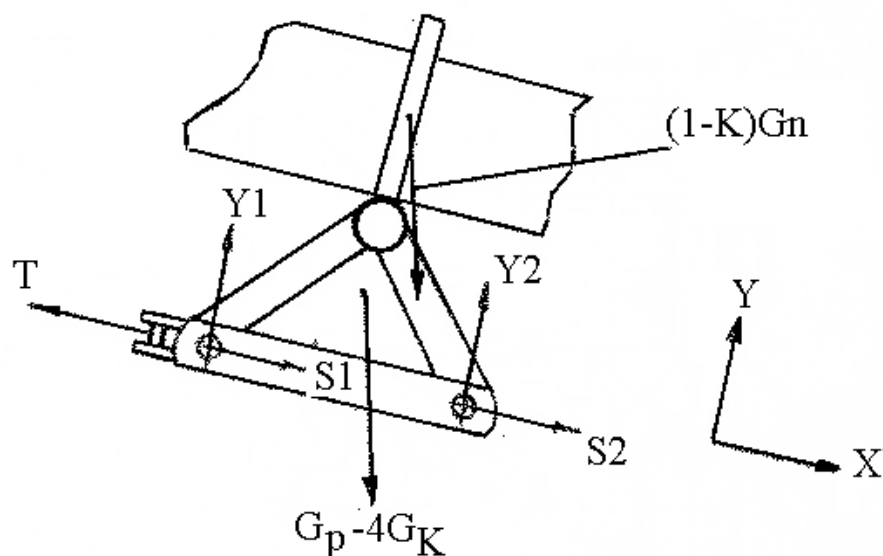


Рис. 4.3. Схема сил, действующих на балансиры в продольной плоскости

На полуоси от колес левого и правого борта действуют в продольной плоскости реакции Y_1 , Y_2 , S_1 , S_2 , которые определяются по формулам

$$Y_1 = P_1 - 2 G_K \cos(\alpha); \quad (4.8)$$

$$Y_2 = P_2 - 2 G_K \cos(\alpha); \quad (4.9)$$

$$S_1 = Y_1 f_p + 2 G_K (f_p \cos(\alpha) + \sin(\alpha)); \quad (4.10)$$

$$S_2 = Y_2 f_p + 2 G_K (f_p \cos(\alpha) + \sin(\alpha)). \quad (4.11)$$

Наиболее нагруженными являются задние полуоси, на которые действуют в продольной плоскости реакции Y_2 , S_2 .

Для определения сил и моментов, действующих на полуоси в поперечной плоскости, определим предельный угол поперечного наклона транспортной системы из условия поперечной устойчивости ее против опрокидывания.

Наименее устойчивым звеном рассматриваемой транспортной системы является роспуск. Поэтому в курсовом проекте выполняется расчет поперечной устойчивости роспуска.

Поперечная устойчивость против опрокидывания характеризуется предельным углом поперечного наклона β , при котором начинается отрыв колес от опорной поверхности. В качестве расчетного случая принимается прямолинейное движение роспуска по склону (рис. 4.4).

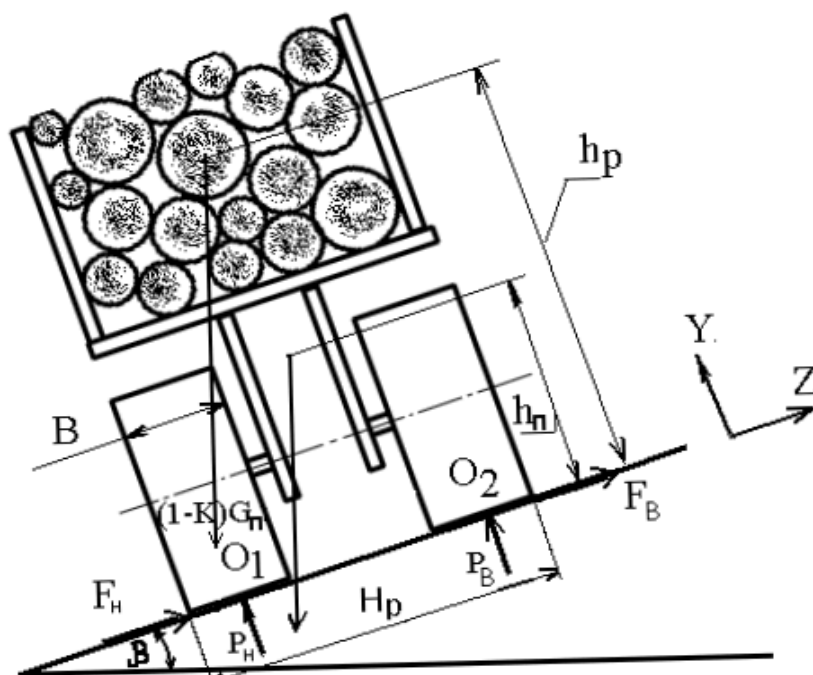


Рис. 4.4. Схема для расчета поперечной устойчивости роспуска

На рис. 4.4 приняты следующие обозначения:

P_B, P_H – нормальные реакции грунта на верхние и нижние колеса, соответственно, Н;

F_B, F_H – поперечные касательные реакции грунта на верхние и нижние колеса, соответственно, Н.

Рассмотрим равновесие роспуска. В момент начала отрыва верхних колес от поверхности земли $P_B = 0$, следовательно $F_B = 0$.

Сумма моментов всех сил относительно точки O_1 определяется по формуле

$$\sum M_{O_1} = G_p \cos(\beta) \frac{H_p - B}{2} - G_p \sin(\beta) h_p + (1 - K) G_n \cos(\beta) \frac{H_p - B}{2} - (1 - K) G_n \sin(\beta) h_n = 0.$$

Разделим обе части последнего уравнения на $\cos(\beta)$ и выполним преобразования:

$$\operatorname{tg}(\beta) [G_p h_p + (1 - K) G_n h_n] = [G_p + (1 - K) G_n] \frac{H_p - B}{2}.$$

Из этого уравнения

$$\beta = \operatorname{arctg} \left[\frac{[G_p + (1 - K) G_n] \frac{H_p - B}{2}}{[G_p h_p + (1 - K) G_n h_n]} \right]. \quad (4.12)$$

Определим поперечную касательную реакцию грунта F_H , рассмотрев равновесие роспуска при найденном угле β , когда $P_B = 0$ и $F_B = 0$.

$$\sum Z = F_H - G_P \sin(\beta) - (1 - K)G_H \sin(\beta) = 0. \quad (4.13)$$

$$F_H = [G_P + (1 - K)G_H] \sin(\beta). \quad (4.14)$$

Перенесем реакцию F_H параллельно к полуосям нижнего балансира и разложим ее на две составляющие F_1 и F_2 :

$$F_H = F_1 + F_2. \quad (4.15)$$

При параллельном переносе возникают изгибающие моменты в поперечной плоскости, действующие на полуоси балансира:

$$M_H = F_H r_d = (F_1 + F_2)r_d = F_1 r_d + F_2 r_d, \quad (4.16)$$

То есть полуоси будут испытывать от поперечных реакций изгиб и сжатие.

При определении поперечных реакций F_1 и F_2 принимается, что они пропорциональны нормальным реакциям Y_1 и Y_2 :

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{Y_2}{Y_1}. \quad (4.17)$$

Из этого уравнения

$$F_2 = F_1 \frac{Y_2}{Y_1}. \quad (4.18)$$

Из уравнения (4.15)

$$F_1 = F_H - F_2. \quad (4.19)$$

Подставим (4.19) в (4.18):

$$F_2 = (F_H - F_2) \frac{Y_2}{Y_1}. \quad (4.20)$$

Из последнего уравнения

$$F_2 = \frac{Y_2}{Y_1 + Y_2} F_H. \quad (4.21)$$

Подставим в уравнение (4.21) вместо Y_1 , Y_2 и F_H их выражения (4.8), (4.9) и (4.14)

$$F_2 = \frac{P_2 - 2G_K \cos(\beta)}{P_1 + P_2 - 4G_K \cos(\alpha)} [G_P + (1 - K)G_H] \sin(\beta). \quad (4.22)$$

При найденном угле β вся нагрузка приходится на ходовую часть нижнего борта, т.е. в данном случае реакции Y_1 , Y_2 , S_1 и S_2 – это реакции со стороны нижних колес на полуоси нижнего балансира. Очевидно, что наиболее нагруженной полуосью будет полуось заднего колеса нижнего борта. Она нагружена силами Y_2 , S_2 , F_2 и изгибающим моментом, равным

$$M = F_2 r_{\text{Д}} \quad (4.23)$$

Для упрощения расчетов допускаем, что при установке на полуось двух подшипников нагрузка, передаваемая на полуось в продольной плоскости через каждый подшипник, составит $Y_2/2$ и $S_2/2$ (рис. 4.5) и приложена на середине подшипников.

Студент строит эпюры изгибающих моментов по длине полуоси и выполняет прочностные расчеты полуоси в характерных сечениях. Например, в сечении А–А будут возникать следующие изгибающие моменты и напряжения:

в продольной горизонтальной плоскости

$$M_1 = \frac{S_2}{2} a, \quad (4.24)$$

в поперечной вертикальной плоскости

$$M_2 = \frac{Y_2}{2} a + M. \quad (4.25)$$

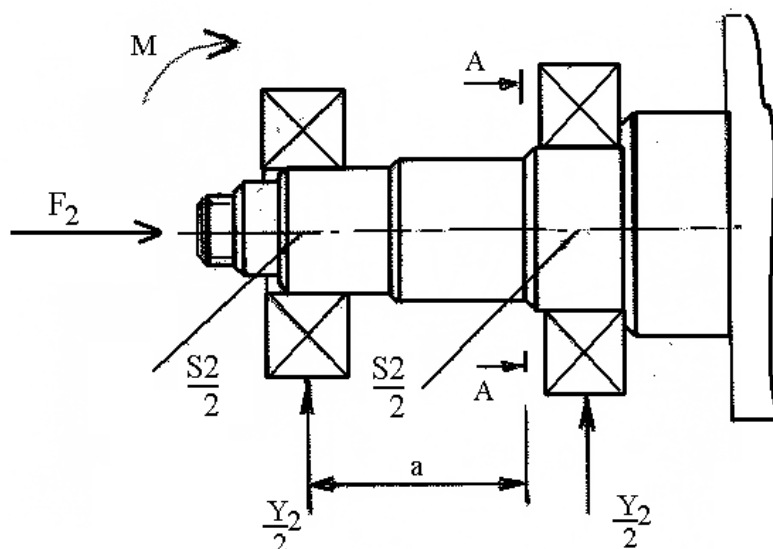


Рис. 4.5. Схема сил и моментов, действующих на наиболее нагруженную полуось

Результирующий изгибающий момент

$$M_{изг} = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} . \quad (4.26)$$

Нормальное напряжение от $M_{изг}$

$$\sigma_1 = \frac{M_{изг}}{W} K_D , \quad (4.27)$$

где K_D – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки, $K_D = 1,2$;
 W – момент сопротивления при изгибе, m^3 ;

$$W = 0,1 d^3 ,$$

где d – диаметр полуоси в расчетном сечении (обучающимся принимается), м.

Напряжение от сжимающей силы F_2

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{F} K_D , \quad (4.28)$$

где F – площадь сечения, m^2 ;

$$F = \frac{\pi d^2}{4} .$$

Результирующее напряжение

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 . \quad (4.29)$$

Далее определяется коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma} , \quad (4.30)$$

где σ_T – предел текучести материала, Па.

Рекомендуемый коэффициент запаса прочности

$$n = (1,5 - 2,5) . \quad (4.31)$$

Если принятые размеры сечений отвечают требованиям прочности ($n = (1,5 \dots 2,5)$), то студент подбирает и рассчитывает подшипники.

Расчет подшипников обычно производят по критерию динамической грузоподъемности C_{TR} . Проверочный расчет выполняют на долговечность.

Поскольку при движении роспуска возникают, как правило, радиальные и осевые нагрузки, то целесообразно применять роликовые конические однорядные радиально-упорные подшипники. На подшипники действуют в продольной плоскости максимальные силы $Y_2/2$ и $S_2/2$,

результатирующая которых (максимальная радиальная сила) определяется по формуле

$$F_{r_{\max}} = \sqrt{\left(\frac{Y_2}{Y}\right)^2 + \left(\frac{S_2}{2}\right)^2}. \quad (4.32)$$

На подшипники действует также внешняя максимальная осевая нагрузка F_2 , определяемая по формуле (4.22).

Учитывая, что подшипники работают при переменных режимах нагружения необходимо определить эквивалентные радиальные и осевые нагрузки [4], которые находятся по формулам:

$$F_r = K_E F_{r_{\max}}, \quad (4.33)$$

$$F_0 = K_E F_2, \quad (4.34)$$

где K_E – коэффициент эквивалентности, для транспортных машин $K_E = 0,56$ [4].

Кроме того, при установке радиально-упорных подшипников осевые силы, нагружающие подшипники, находят с учетом осевых составляющих S_0 от действия радиальных сил F_r :

$$S_0 = 0,83 e F_r,$$

где e – коэффициент осевого нагружения, принимается по характеристике подшипника или рассчитывается по известным формулам [5].

С учетом составляющих S_0 осевая нагрузка определится по формуле

$$F_A = F_0 + S_0 = F_0 + 0,83 e F_r. \quad (4.35)$$

Приведенная нагрузка находится по формуле

$$P_E = (X V_E F_r + Y F_A) K_\sigma K_T, \quad (4.36)$$

где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, соответственно;

V_E – коэффициент вращения, $V_E = 1,2$ при вращении наружного кольца;

K_σ – коэффициент безопасности, учитывающий влияние на долговечность подшипников характер внешних нагрузок;

K_T – температурный коэффициент.

При

$$\frac{F_A}{V_E F_r} \leq e \quad (4.37)$$

принимают $X = 1$, $Y = 0$.

При

$$\frac{F_A}{V_E F_r} \succ e \quad (4.38)$$

принимают $X = 0,4$, а Y из характеристики подшипника или рассчитывают по известным формулам [5]. Требуемая динамическая грузоподъемность подшипников определяется по формуле

$$C_{TP} = P_E \sqrt[3,33]{L_h n \frac{60}{10^6}}, \quad (4.39)$$

где L_h – требуемая долговечность, ч;

n – частота вращения кольца подшипника, об/мин;

$$n = \frac{30V}{\pi r_d}, \quad (4.40)$$

где V – скорость движения транспортной системы, м/с.

Необходимым условием является

$$C_{TP} \leq C_r, \quad (4.41)$$

где C_r – динамическая грузоподъемность подшипника, принимая из его характеристик, Н;

После этого выполняется проверочный расчет подшипников на долговечность:

$$L_{h0} = \left(\frac{C_r}{P_E} \right)^{3,33}, \quad (4.42)$$

$$L_{hr} = \frac{10^6 L_{h0}}{60n}, \quad (4.43)$$

где L_{h0} – долговечность, млн об.;

L_{hr} – долговечность, ч;

При $L_{hr} \geq L_h$ подшипник пригоден.

4.2. Порядок выполнения расчетов

Исходные данные для расчетов принимаются по табл. 1 и 2.

4.2.1. Определяют момент сопротивления качению колес M_f и технологическую силу T по формулам (4.2) и (4.5).

4.2.2. Определяют нормальные реакции грунта P_1 и P_2 на колеса по формулам (4.6) и (4.7) и реакции Y_1 , Y_2 , S_1 и S_2 по формулам (4.8) – (4.11).

4.2.3. Определяют предельный угол β поперечного наклона транспортной системы по формуле (4.12).

4.2.4. Определяют поперечную касательную реакцию F_2 грунта на колесо и изгибающий момент M по формулам (4.22) и (4.23).

4.2.5. Строят эпюры изгибающих моментов по длине полуоси и выполняют прочностные расчеты полуоси в характерных сечениях по формулам (4.24)–(4.30).

Таблица 2

Исходные данные для расчетов роспуска

Обозначение параметра	Единица измерения	ВАРИАНТ									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
r_K	м	0,82	0,80	0,78	0,75	0,73	0,71	0,69	0,67	0,65	0,63
r_D	м	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60
H	м	0,48	0,46	0,45	0,43	0,42	0,41	0,39	0,38	0,36	0,35
B	м	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52	0,50
G_K	Н	2400	2300	2200	2100	2000	1900	1800	1700	1600	1500
H_P	м	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1
H_{II}	М	2,00	1,98	1,94	1,90	1,86	1,82	1,78	1,74	1,70	1,66
h_P	М	1,24	1,20	1,17	1,14	1,10	1,07	1,04	1,00	0,98	0,95
h_n	М	2,7	2,65	2,60	2,55	2,45	2,37	2,28	2,20	2,10	2,00

Примечание. Н – полная высота профиля шины; В – ширина профиля шины.

4.2.6. По найденным диаметрам полуоси предварительно подбирают роликовые конические однорядные радиально-упорные подшипники и выписывают их следующие характеристики: C_r , e , Y . Также в расчетах принимаются следующие значения исходных данных: $K_T = 1$; $K_\sigma = 1,2$; $L_h = 10000$ ч; $V = 1,4$ м/с.

4.2.7. Определяют эквивалентные радиальные и осевые силы по формулам (4.32)–(4.34).

4.2.8. Определяют осевую силу F_A по формуле (4.35).

4.2.9. Для обоих подшипников определяют коэффициенты X и Y используя неравенства (4.37) и (4.38).

4.2.10. Определяют приведенную нагрузку по формуле (4.36).

4.2.11. Рассчитывают частоту вращения кольца подшипника по формуле (4.40) и определяют требуемую динамическую грузоподъемность подшипников по формуле (4.39).

4.2.12. При соблюдении условия (4.41) производят проверочный расчет подшипников на долговечность по формулам (4.42) и (4.43). Далее оценивают пригодность подшипников по условию $L_{hr} \geq L_h$.

Подобрав подшипники, студент приступает к конструированию роспуска.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
2. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для втузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
3. Баринов К.Н., Александров В.А. Проектирование лесопромышленного оборудования. Компоновка лесных машин: учеб. пособие. – Л.: ЛТА, 1985. – 64с.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для машиностроительных специальностей вузов. – М.: Высшая школа. 1985. – 416 с.
5. Кудрявцев В.Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с.